

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの 剛性と変形に及ぼす形状の影響

Effects of Shape of the Exhaust Manifold for an In-line 4-Cylinder Engine
on its Stiffness and Deformation

榎 本 勝*
Masaru ENOMOTO

要 旨

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドを設計する際に有用な、エキゾーストマニホールドの剛性および変形に関する半定量的な机上解析方法について考察した。これはエキゾーストマニホールドをはりの組み合わせと考えて解析するもので、これによりエキゾーストマニホールドの主要部分の寸法形状が剛性および変形に及ぼす影響を求める事が出来る。この結果、エキゾーストマニホールドのさまざまな形状的特性、即ちアスペクト比、ブランチ比、オフセット比が無次元剛性に及ぼす影響、およびアスペクト比が無次元化した反り量に及ぼす影響を明らかにする事が出来た。また、アスペクト比、集合部ずれ角度、ブランチ比、およびオフセット比が無次元剛性と変形に及ぼすそれぞれの影響度合を求める事により、エキゾーストマニホールドの各部寸法形状を変更する場合に、無次元剛性と変形に及ぼすそれらの影響も明らかにする事が出来た。ここに述べた手法は、特に外形寸法が限られた新しいエキゾーストマニホールドを設計する際の主要概略寸法の決定、およびその妥当性の検討に対して有効であり、この方法を用いて形状を定めたエキゾーストマニホールドに対してCAE計算を行なう事により、エキゾーストマニホールドの効率的な開発が可能となる。

ABSTRACT

Investigations were conducted on a quasi quantitative analysis method for exhaust manifold stiffness and deformation that is useful when designing exhaust manifolds for in-line 4 cylinder engines. This method analyzes the exhaust manifold as a combination of beams, making it possible to obtain the effects of the dimensions and shapes of major parts of exhaust manifold on stiffness and deformation. These results clarified the effects of various exhaust manifold shape characteristics (aspect ratio, branch ratio, offset ratio) on non-dimensional stiffness, and also the effects of aspect ratio on the non-dimensional warping quantity. In addition, the effects of each of the aspect ratio, collective part different angle, branch ratio and offset ratio on non-dimensional stiffness and deformation when the dimensions and shape of each exhaust manifold part are changed could also be clarified by obtaining the degree of effects of each factor. The proposed method is effective for determining and investigating the validity of major approximate dimensions, particularly when designing new exhaust manifolds with limited outer dimensions. Exhaust manifolds can be efficiently developed by performing CAE calculations on exhaust manifold shapes that have been determined using this method.

1. まえがき

近年、自動車用エンジンに対する排気エミッションの浄化、および低燃費化に対する要求は世界的にますます厳しくなりつつある。そのため、エンジンの排気系に関しては、例えばエンジン始動時に触媒コンバータの温度を出来るだけ短時間に活性温度まで上げる事を目的とした排気系の低

熱容量化(薄肉化)、および低燃費化を目的としたリーンバーン化による排気温度の上昇等が顕著になっており、これらは共にエキゾーストマニホールドに対して非常に過酷な条件を強いる事となる。このため、エンジンの開発時には排気系に起因する問題も多く、更に開発時間の一層の短縮も必要である事から、開発の初期段階におけるエキゾーストマニホールドに対する最適設計が強く求められている。

*栃木研究所

最近では、CAEを利用して、エキゾーストマニホールド各部の応力、変形等を求める事も一般的に行われているが、新たにエキゾーストマニホールドを設計するためにCAEを利用する場合には、エキゾーストマニホールド各部の温度を仮定して計算を行なう必要があり、そのためには、あらかじめエキゾーストマニホールドの形状を定めておかなければ実際の計算を実行する事が出来ない。

そこで、エキゾーストマニホールドを新たに設計する際には、先ずエキゾーストマニホールド各部の寸法形状がその剛性や変形に及ぼす影響をあらかじめ知っておく事が重要であり、このための方法、即ち剛性や変形の観点からのエキゾーストマニホールド各部の主要寸法の概略的な見極めや形状の検討が机上で短時間に可能であるような方法が求められている。このように、新しいエキゾーストマニホールドの設計においては、開発効率の観点から初めに半定量的な方法により概略寸法を求め、次にそれを基にしてCAEにより精密な計算を行ない詳細を決定するという方法が望ましいと考えられる。

筆者らは先にエキゾーストマニホールドに対する信頼性の評価を拘束率により行なう方法を報告したが^{(1), (2)}、本研究はその前の段階、即ち、4気筒エンジン用のエキゾーストマニホールドを新たに設計する際に、基本的な主要寸法や形状の概略を机上で決定するために利用出来る、エキゾーストマニホールドの剛性および変位割合に及ぼす各部寸法の影響を求める方法を提案するものである。このような方法により基本寸法形状を求め、それらを基に拘束率等に関するCAE計算を行なって、最終的なエキゾーストマニホールドの寸法形状を短時間で決定する事が出来る。

尚、解析にあたっては、従来行われている直列2気筒エンジン用エキゾーストマニホールドに関する解析⁽³⁾を基とし、それらを4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの場合まで拡張すると共に、更により詳細な解析と検討を行なった。

記号表

a_A	エキゾーストマニホールド中心から No.2 ポート, No.3 ポート入口までの変形後の距離(Fig. 3 参照)
a_B	エキゾーストマニホールド中心から No.1 ポート, No.4 ポート入口までの変形後の距離(Fig. 3 参照)
b	ブランチ比(=U/y)
c	オフセット比(=L/y)
d_{A1}	No.2 ポート, No.3 ポートに発生する、モーメントによる変形
d_{A2}	No.2 ポート, No.3 ポートに発生する、荷重による変形

d_{B1}	No.1 ポート, No.4 ポートに発生する、モーメントによる変形
d_{B2}	No.1 ポート, No.4 ポートに発生する、荷重による変形
dx_A	No.2 ポート, No.3 ポートの変形量(Fig. 3 参照)
dx_B	No.1 ポート, No.4 ポートの変形量(Fig. 3 参照)
E	縦弾性係数
Gx_A	No.2 ポートと No.3 ポートの集合部の剛性
Gx_B	No.1 ポートと No.4 ポートの集合部の剛性
h_A	変形後の No.2 ポート, No.3 ポート長さ(Fig. 3 参照)
h_B	変形後の No.1 ポート, No.4 ポート長さ(Fig. 3 参照)
I	断面二次モーメント(=取り付けフランジ部の断面二次モーメント+ポートブランチ部の断面二次モーメント+集合部の断面二次モーメント)
L	ポート入口からポート集合部までの距離(Fig. 3 参照)
M_0	各ポートに作用するモーメント(=WL)
m	アスペクト比(=L/U)
r	エキゾーストマニホールドが変形した時の、各ポートの開きに対する幾何学的中心(Fig. 3 参照)
$S_{A\theta}$	式(51)参照
S_{Am}	式(52)参照
$S_{B\theta}$	式(56)参照
S_{Bm}	式(57)参照
$T_{A\theta}$	式(37)参照
T_{Am}	式(38)参照
T_{Ab}	式(39)参照
T_{Ac}	式(40)参照
$T_{B\theta}$	式(44)参照
T_{Bm}	式(45)参照
T_{Bb}	式(46)参照
T_{Bc}	式(47)参照
U	エキゾーストマニホールドの長さ(Fig. 3 参照)
W	各ポートに作用する荷重
y	ポート入口からポート集合部までの距離(Fig. 3 参照)
ΔZ_A	No.2 ポート, No.3 ポートの反り量(Fig. 3 参照)
$\Delta Z_A'$	No.2 ポート, No.3 ポートの見掛けの反り量
ΔZ_B	No.1 ポート, No.4 ポートの反り量(Fig. 3 参照)
$\Delta Z_B'$	No.1 ポート, No.4 ポートの見掛けの反り量
θ	集合部ずれ角度(Fig. 3 参照)
Ψ_A	変形が生じた場合の No.2 ポート, No.3 ポートの開き角度(Fig. 3 参照)
Ψ_B	変形が生じた場合の No.1 ポート, No.4 ポートの開き角度(Fig. 3 参照)

2. 解析

エキゾーストマニホールドをはりの組み合わせと考えると剛性を求める。更に、エキゾーストマニホールド各部に作用するモーメントによる変形、および荷重による変形をそれぞれ求め、それらを重ね合わせる事により全変形を算出する。

Fig. 1 に、以下で考察する 4 気筒エンジン用エキゾース

トマニホールドの概略モデルを示す。ここでエキゾーストマニホールドは左右対称とし(エキゾーストマニホールドの No.1 ポート部と No.4 ポート部が、そして No.2 ポート部と No.3 ポート部がそれぞれ互いにエキゾーストマニホールドの中心線に対して対称)、変形は WL 、および W によるものとする。

Fig. 2 は、 WL による集合部の変形、および W による

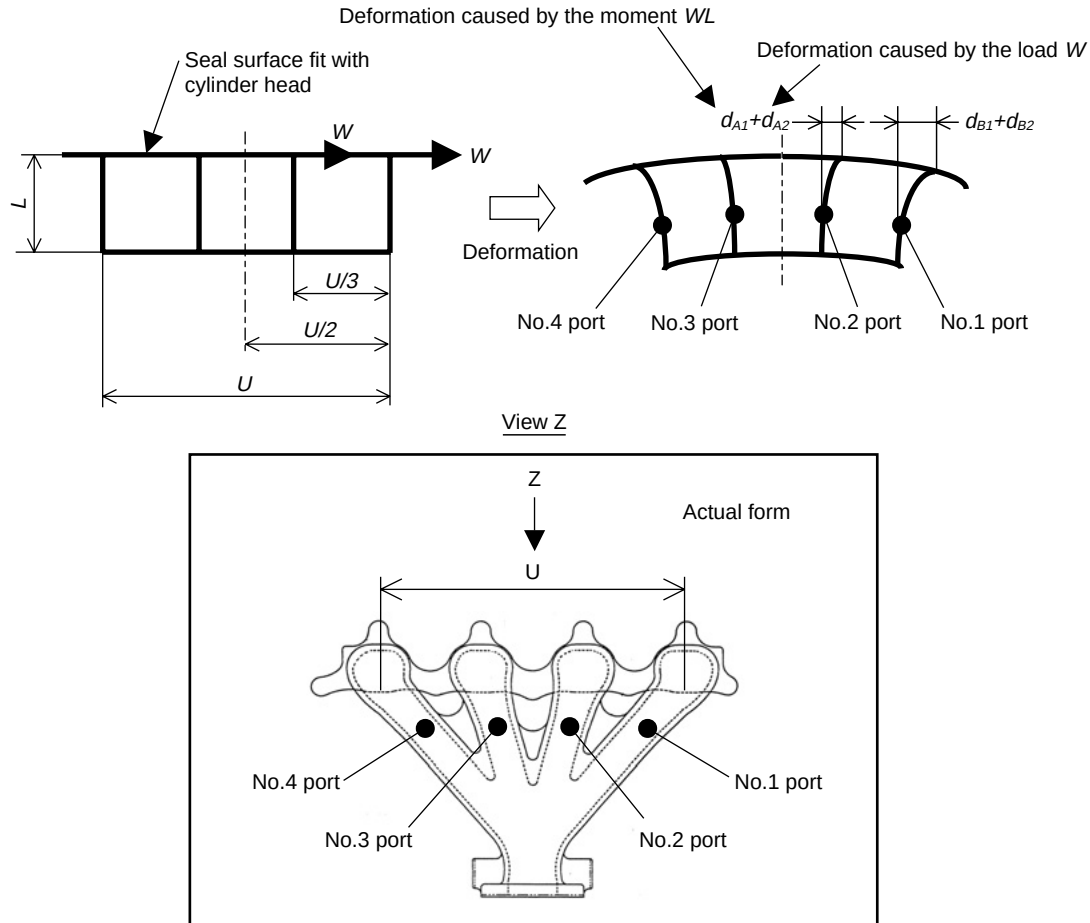


Fig. 1 Actual form and schematic model of exhaust manifold for in-line 4 cylinder engine. Deformation is caused by the moment WL and the load W .

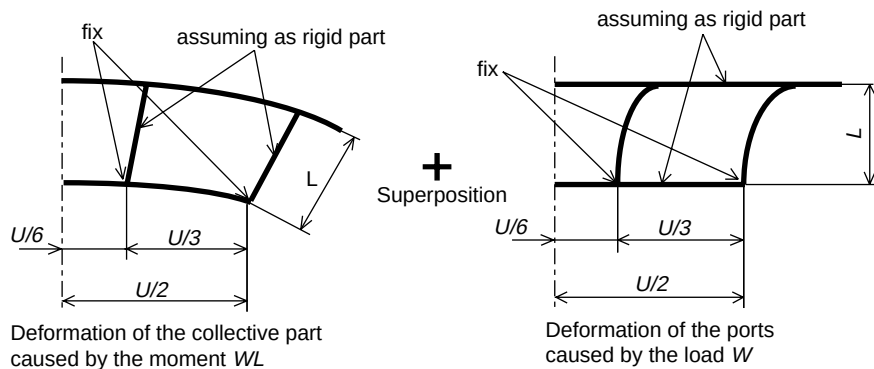


Fig. 2 Superposition of deformation of the collective part caused by the moment WL and deformation of the ports caused by the load W .

各ポート部の変形を概略的に示したものである。このような、モーメントによる集合部の変形と、荷重による各ポートの変形を重ね合わせる。

なお以下では、いろいろな寸法形状のエキゾーストマニホールドを同じ指標で解析し評価するために一般的に用いられている、エキゾーストマニホールドの形状的な特性を表す三つの無次元数、即ち、アスペクト比、ブランチ比、オフセット比を導入する。

解析に用いたモデルを Fig. 3 に示す。

2.1. 剛性に及ぼすアスペクト比、および集合部ずれ角度の影響

初めに、最も単純な形状である $\theta = 0^\circ$ の場合を考える。

d_{A1} は、長さが $U/6$ であるはりの端部にモーメント WL が作用する時に生じる変形で、式(1)で表す事が出来る。

$$\begin{aligned} d_{A1} &= M_0(U/6)^2/2EI \\ &= (WL/2EI)(U/6)^2 \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、 EI は曲げこわさである。

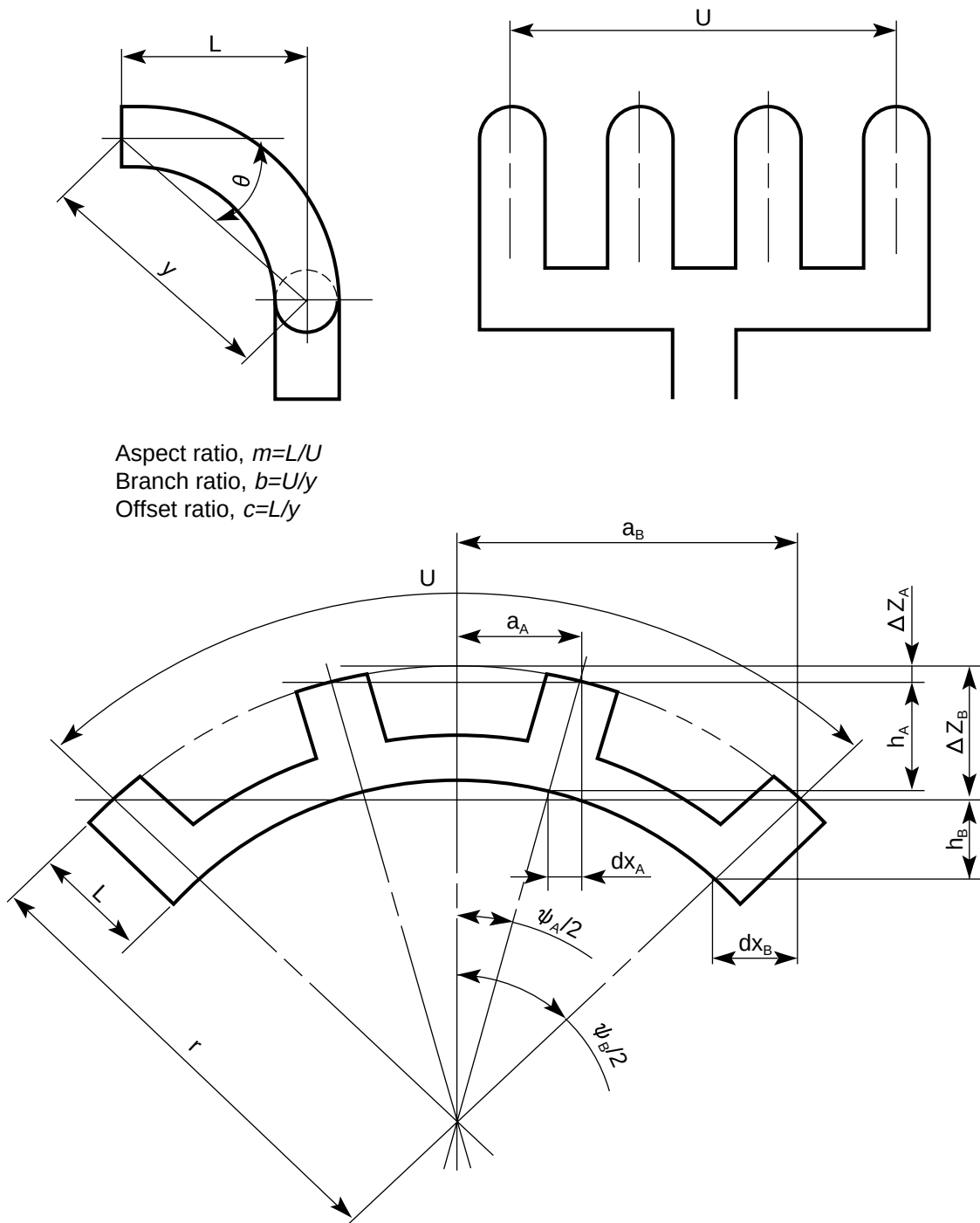


Fig. 3 Model of the exhaust manifold used for the analysis

同様に, d_{B1} は, 長さ $U/2$ のはりの端部にモーメント WL が作用する時に生じる変形で, 式(2)で表す事が出来る.

$$\begin{aligned} d_{B1} &= M_0(U/2)^2/2EI \\ &= (WL/2EI)(U/2)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

従って, 各ブランチに作用するモーメントによる集合部先端の変形 $d_{A1} + d_{B1}$ は, 式(1), 式(2)より

$$\begin{aligned} d_{A1} + d_{B1} &= (WL/2EI)(U/6)^2 \\ &\quad + (WL/2EI)(U/2)^2 \\ &= (5WLU^2)/(36EI) \end{aligned} \quad (3)$$

次に, d_{A2} および d_{B2} は, 共に一端が固定で長さが L のはりの他端に W が作用する時の変形と考えられるので

$$d_{A2} = d_{B2} = (WL^3)/(3EI) \quad (4)$$

従って, 式(1), 式(4)より

$$\begin{aligned} dx_A = d_{A1} + d_{A2} &= (WL)(U/6)^2/(2EI) \\ &\quad + (WL^3)/(3EI) \\ &= (WL)(U^2 + 24L^2)/(72EI) \end{aligned} \quad (5)$$

式(3), 式(4)より

$$\begin{aligned} dx_B = d_{A1} + d_{B1} + d_{B2} &= (5WLU^2)/(36EI) \\ &\quad + (WL^3)/(3EI) \\ &= (WL)(5U^2 + 12L^2)/(36EI) \end{aligned} \quad (6)$$

式(5), および式(6)より各集合部の剛性は

$$\begin{aligned} Gx_A = W/dx_A &= (72EI)/[L(U^2 + 24L^2)] \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} Gx_B = W/dx_B &= (36EI)/[L(5U^2 + 12L^2)] \end{aligned} \quad (8)$$

$m = L/U$ により, 式(7)から L を消去して,

$$\begin{aligned} Gx_A &= (72EI)/[mU(U^2 + 24m^2U^2)] \\ &= (EI/U^3) \{72/[m(1 + 24m^2)]\} \end{aligned}$$

従って, No.2 および No.3 ポートの無次元剛性は

$$Gx_A U^3/EI = 72/[m(1 + 24m^2)] \quad (9)$$

同様に, 式(8)から L を消去して,

$$\begin{aligned} Gx_B &= (36EI)/[mU(5U^2 + 12m^2U^2)] \\ &= (EI/U^3) \{36/[m(5 + 12m^2)]\} \end{aligned}$$

従って, No.1 および No.4 ポートの無次元剛性は

$$Gx_B U^3/EI = 36/[m(5 + 12m^2)] \quad (10)$$

次に, θ の影響を考える.

式(1)–式(8)において, L を $L/\cos \theta$ で置き換えて,

$$d_{A1} = (WL/2EI)(U/6)^2(\cos \theta)^{-1} \quad (11)$$

$$d_{B1} = (WL/2EI)(U/2)^2(\cos \theta)^{-1} \quad (12)$$

$$\therefore d_{A1} + d_{B1} = (5WL/36EI)U^2(\cos \theta)^{-1} \quad (13)$$

$$d_{A2} = d_{B2} = (WL/3EI)(\cos \theta)^3 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \therefore dx_A = d_{A1} + d_{A2} &= (WL/72EI) [(U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (24L^2/\cos^3 \theta)] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} dx_B = d_{A1} + d_{B1} + d_{B2} &= (WL/36EI) [(5U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (12L^2/\cos^3 \theta)] \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \therefore Gx_A = W/dx_A &= (72EI)/\{L[(U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (24L^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} Gx_B = W/dx_B &= (36EI)/\{L[(5U^2/\cos \theta) \\ &\quad + (12L^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (18)$$

$m = L/U$ により, 式(17)および式(18)から L を消去して, 無次元剛性を求めると

$$\begin{aligned} Gx_A U^3/EI &= 72/\{m[(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} Gx_B U^3/EI &= 36/\{m[(5/\cos \theta) \\ &\quad + (12m^2/\cos^3 \theta)]\} \end{aligned} \quad (20)$$

式(19)および式(20)より, θ をパラメータとして m に対して無次元剛性 $Gx_A U^3/EI$, および $Gx_B U^3/EI$ をプロットすると, それぞれ Fig. 4, および Fig. 5 となる. また, 同様に θ に対してプロットすると, それぞれ Fig. 6, および Fig. 7 となる.

Fig. 4 – Fig. 7 から以下の事が分かる. 即ち, θ が小さい方が剛性は大きい. 但し, m が大きくなると θ の影響は殆ど無視出来る程度となる. m が小さくなると剛性は指数関数的に増加する. これらは No.1 ポート, No.4 ポート, および No.2 ポート, No.3 ポートで共に認められる. また, No.1 ポート, No.4 ポートと No.2 ポート, No.3 ポートを比較すると, 同一条件では No.2 ポート, No.3 ポートの方が No.1 ポート, No.4 ポートよりも数倍程度剛性が大きい(特に m が小さい場合).

2.2. ブランチ比に対する無次元剛性の変化

式(9)に $m = \cos \theta/b$ を代入して,

$$Gx_A U^3/EI = 72b^3/(b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta) \quad (21)$$

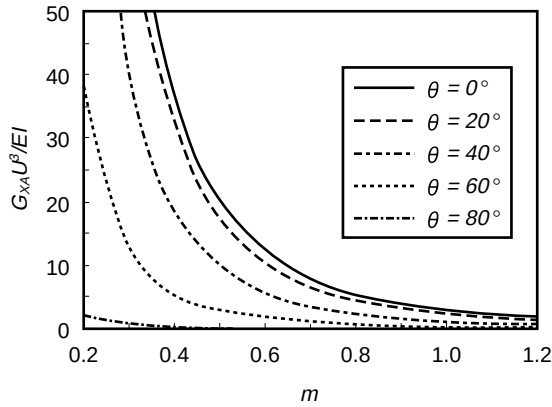


Fig. 4 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. aspect ratio “ m ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ m ” and θ become smaller.

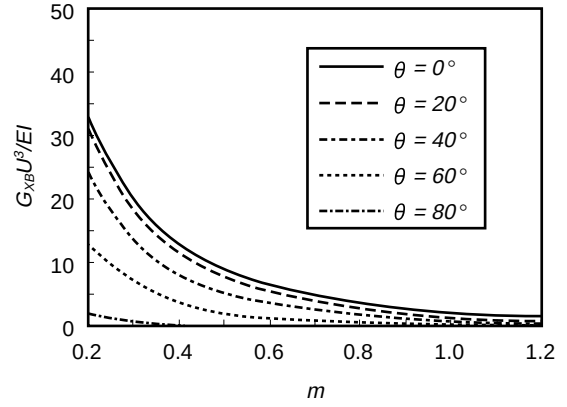


Fig. 5 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. aspect ratio “ m ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ m ” and θ become smaller. In the case of a smaller “ m ”, stiffness rigidity for the No.1 and No.4 ports is quite small compared with that of the No.2 and No.3 ports (Fig. 4).

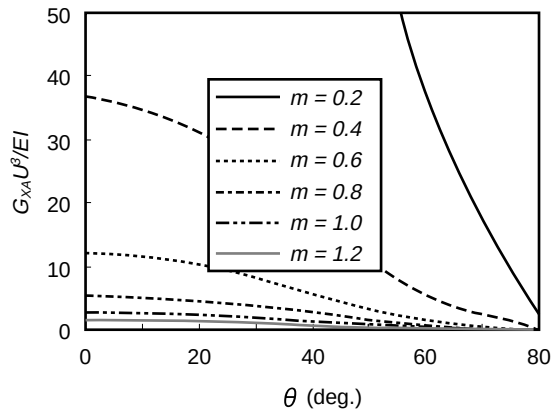


Fig. 6 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

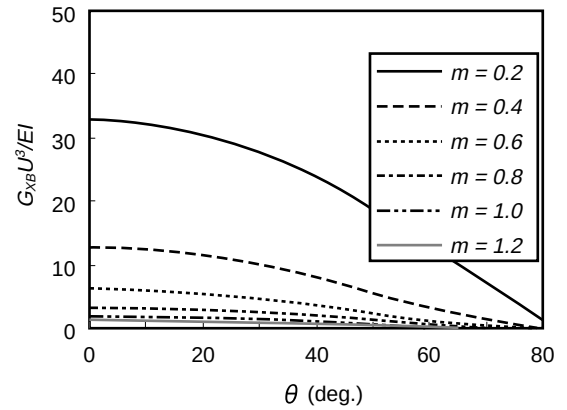


Fig. 7 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

同様に、式(10)より

$$G_{xB}U^3/EI = 36b^3/(5b^2\cos\theta + 12\cos^3\theta) \quad (22)$$

式(21)および式(22)より、 θ をパラメータとして b に対して $G_{xA}U^3/EI$ および $G_{xB}U^3/EI$ をプロットすると、それぞれFig. 8, およびFig. 9となる。同様に θ に対してプロットすると、それぞれ Fig. 10, および Fig. 11 となる。

Fig. 8 — Fig. 11 から以下の事が分かる。即ち、 b が同じであれば θ が大きい方が剛性は大きい。但し、 b が小さくなると、その差は減少する。また、 b が大きくなると剛性は指数関数的に増加する。これらはNo.1ポート、No.4ポート、およびNo.2ポート、No.3ポート共に認められる。No.1ポート、No.4ポートとNo.2ポート、No.3ポートの剛性を比較すると、同一条件ではNo.2ポート、No.3ポートの方がNo.1ポート、No.4ポートよりも数倍程度剛性が大きい(特に

い(特に b が小さい場合)。

2.3. オフセット比に対する無次元剛性の変化

式(17)および式(18)より、 m をパラメータとしてオフセット比に対する無次元剛性を求める。その結果をそれぞれ Fig. 12 および Fig. 13 に示す。

オフセット比が同じであれば、 m が小さい方が剛性は大きい。但し、オフセット比が小さい場合にはその差は減少する。また、オフセット比が大きくなると、剛性は指数関数的に増加する。これらはNo.1ポート、No.4ポート、およびNo.2ポート、No.3ポートにおいて共に認められる。また、No.1ポート、No.4ポートとNo.2ポート、No.3ポートを比べると、同一条件ではNo.2ポート、No.3ポートの方がNo.1ポート、No.4ポートよりも剛性が数倍程度大きい(特にオフセット比が小さい場合)。

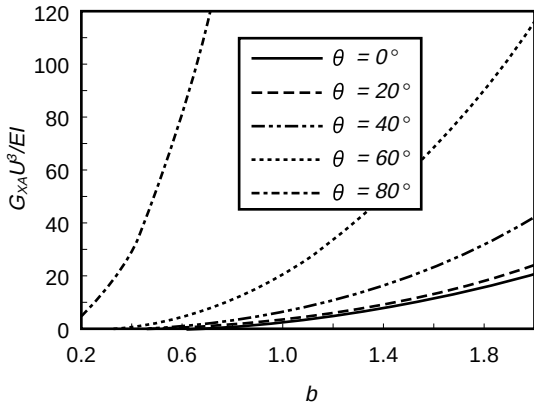


Fig. 8 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. branch ratio “ b ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ b ” and θ become larger.

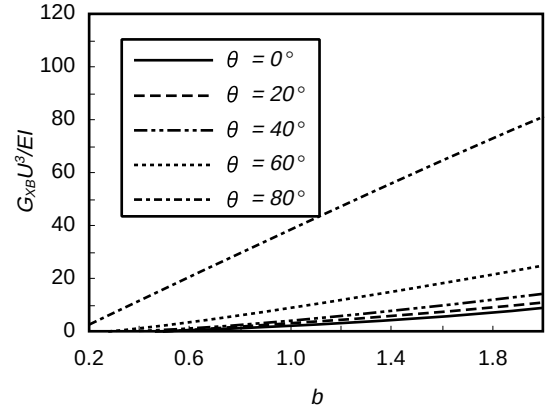


Fig. 9 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. branch ratio “ b ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ b ” and θ become larger. Especially in the case of large “ b ”, stiffness rigidity for the No.1 and No.4 port is smaller than that for the No.2 and No.3 ports.

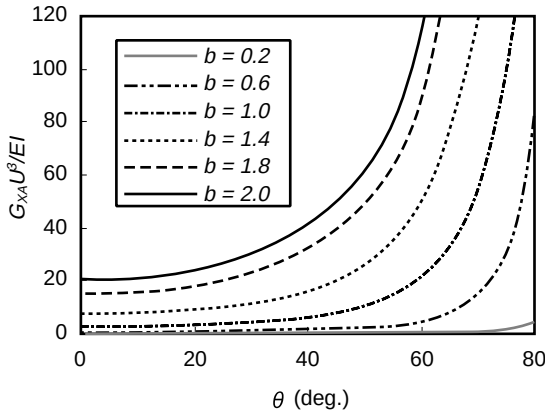


Fig. 10 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

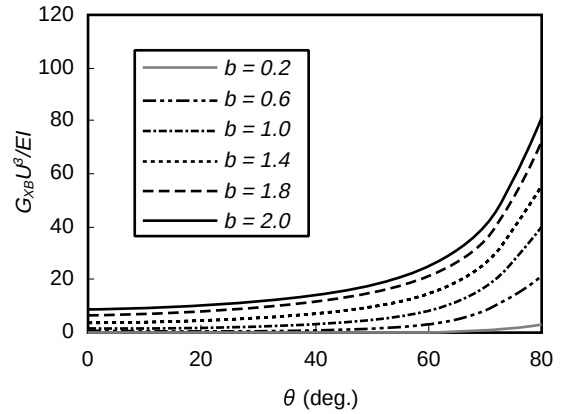


Fig. 11 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

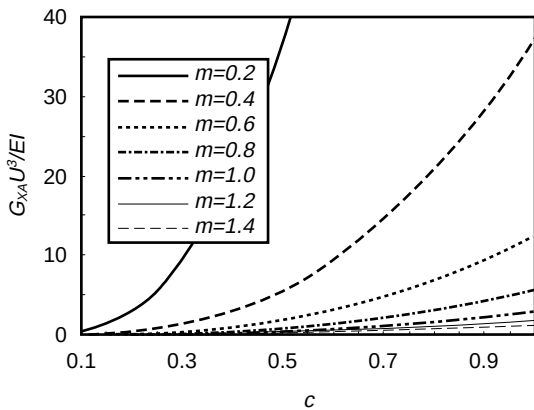


Fig. 12 Non-dimensional stiffness rigidity for No.2 and No.3 ports vs. offset ratio “ c ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ c ” becomes larger and “ m ” becomes smaller.

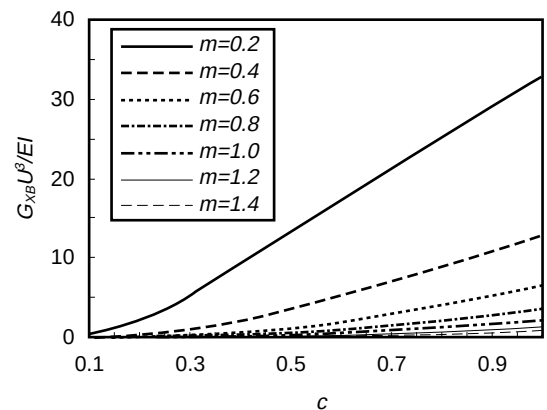


Fig. 13 Non-dimensional stiffness rigidity for No.1 and No.4 ports vs. offset ratio “ c ”. Non-dimensional stiffness rigidity increases as “ c ” becomes larger and “ m ” becomes smaller. Non-dimensional stiffness rigidity for the No.1 and No.4 ports is smaller than that of the No.2 and No.3 ports.

2.4. 反り量

i) ΔZ_A

Fig. 2 および Fig. 3 より

$$\begin{aligned} r^2 &= a_A^2 + (r - \Delta Z_A)^2 \\ &= a_A^2 + r^2 - 2r\Delta Z_A + \Delta Z_A^2 \end{aligned}$$

ここで, $\Delta Z_A \ll U$ なので

$$\begin{aligned} r^2 &= a_A^2 + r^2 - 2r\Delta Z_A \\ \therefore 2r\Delta Z_A &= a_A^2 \\ a_A &= [(U/6)^2 - \Delta Z_A^2]^{1/2} \quad U/6 \end{aligned}$$

従って,

$$\begin{aligned} 2r\Delta Z_A &= (U/6)^2 \\ \therefore r &= (U/6)^2 / (2\Delta Z_A) \end{aligned} \quad (23)$$

 $\Psi_A \ll 1$ の時

$$dx_A/h_A = \tan(\Psi_A/2) \quad \Psi_A/2$$

従って,

$$\Psi_A/2 = dx_A/h_A = dx_A/L \quad (24)$$

ここで, 半径 r , 角度 $\Psi_A/2$ の円弧の長さである $U/6$ は, (Fig. 3 参照)

$$U/6 = r(\Psi_A/2) \quad (25)$$

式(25)に式(23)および式(24)を代入して,

$$\begin{aligned} U/6 &= [(U/6)^2 / (2\Delta Z_A)] (dx_A/L) \\ &= (U^2 dx_A) / (72L\Delta Z_A) \\ \therefore \Delta Z_A &= (1/12)(U/L) dx_A \\ &= [1/(12m)] dx_A \end{aligned} \quad (26)$$

ii) ΔZ_B

同様に,

$$\begin{aligned} r^2 &= a_B^2 + (r - \Delta Z_B)^2 \\ &= a_B^2 + r^2 - 2r\Delta Z_B + \Delta Z_B^2 \end{aligned}$$

ここで, $\Delta Z_B \ll U$ なので

$$\begin{aligned} r^2 &= a_B^2 + r^2 - 2r\Delta Z_B \\ \therefore 2r\Delta Z_B &= a_B^2 \\ a_B &= [(U/2)^2 - \Delta Z_B^2]^{1/2} \quad U/2 \end{aligned}$$

従って,

$$\begin{aligned} 2r\Delta Z_B &= (U/2)^2 \\ \therefore r &= (U/2)^2 / (2\Delta Z_B) \end{aligned} \quad (27)$$

 $\Psi_B \ll 1$ の時

$$dx_B/h_B = \tan(\Psi_B/2) \quad \Psi_B/2$$

従って,

$$\Psi_B/2 = dx_B/h_B = dx_B/L \quad (28)$$

ここで, 半径 r , 角度 $\Psi_B/2$ の円弧の長さである $U/2$ は, (Fig. 3 参照)

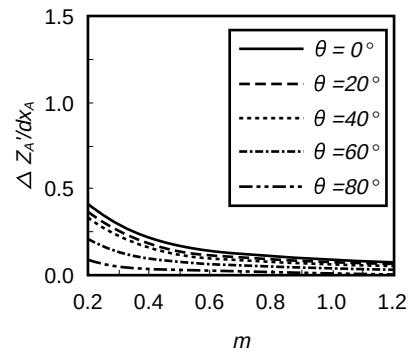
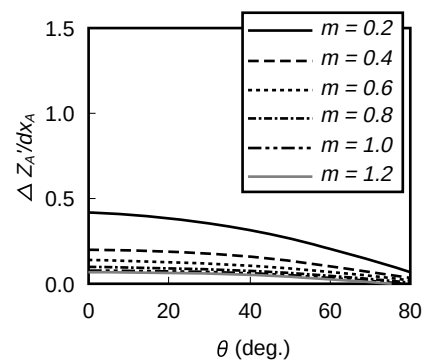
$$U/2 = r(\Psi_B/2) \quad (29)$$

式(29)に式(27)および式(28)を代入して,

$$\begin{aligned} U/2 &= [(U/2)^2 / (2\Delta Z_B)] (dx_B/L) \\ &= (U^2 dx_B) / (8L\Delta Z_B) \\ \therefore \Delta Z_B &= (1/4)(U/L) dx_B \\ &= [1/(4m)] dx_B \end{aligned} \quad (30)$$

式(26)に対して, 見掛けの反り量 $\Delta Z_A'$ を考えると

$$\begin{aligned} \Delta Z_A' &= [1/(12m)] (\cos \theta) dx_A \\ \therefore \Delta Z_A' / dx_A &= [1/(12m)] (\cos \theta) \end{aligned} \quad (31)$$

式(31)より求めた, m および θ を変化させた時の No.2 ポートおよび No.3 ポートの変位割合 $\Delta Z_A' / dx_A$ を Fig. 14 および Fig. 15 に示す。Fig. 14 Displacement ratio for No.2 and No.3 ports vs. aspect ratio "m". Displacement ratio increases as "m" and θ become smaller.Fig. 15 Displacement ratio for No.2 and No.3 ports vs. deviation angle θ .

同様に、式(30)より

$$\Delta Z_B'/dx_B = [1/(4m)] (\cos \theta) \quad (32)$$

式(32)より求めた、 m および θ を変化させた時の No.1 ポートおよび No.4 ポートの変位割合 $\Delta Z_B'/dx_B$ を Fig. 16 および Fig. 17 に示す。

θ が同じであれば、アスペクト比が大きくなると $\Delta Z_A'/dx_A$ および $\Delta Z_B'/dx_B$ は指数関数的に低下する。また、アスペクト比が同じであれば、 θ が小さい方が $\Delta Z_A'/dx_A$ および $\Delta Z_B'/dx_B$ は大きくなるが、 θ が 0° に近づくに従ってその差は小さくなる。No.1 ポートおよび No.4 ポートの変位割合は、No.2 ポートおよび No.3 ポートの変位割合よりも数倍程度大きい。

2.5. アスペクト比に対するブランチ比

$$L/y = (L/U)(U/y) \quad (33)$$

ここで、オフセット比 $L/y = (y \cos \theta)/y$ となるので、式(33)より、

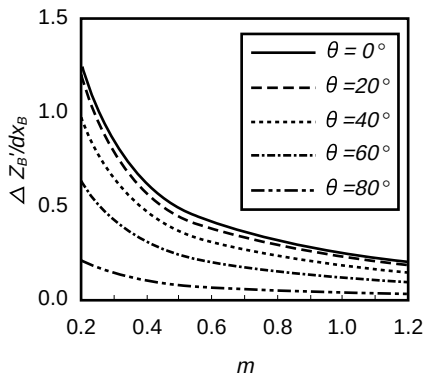


Fig. 16 Displacement ratio for No.1 and No.4 ports vs. aspect ratio “ m ”. Displacement ratio increases as “ m ” and θ become smaller. The displacement ratio for the No.1 and No.4 ports is fairly large compared with that for the No.2 and No.3 ports.

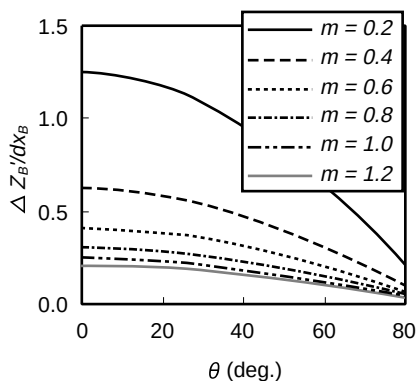


Fig. 17 Displacement ratio for No.1 and No.4 ports vs. deviation angle θ .

$$b = \cos \theta / m \quad (34)$$

式(34)より求めた、 m および θ を変化させた時のブランチ比を Fig. 18 に示す。

θ が同じであれば、アスペクト比が大きくなるとブランチ比は非線形的に小さくなる。また、アスペクト比が同じであれば、 θ が小さい方がブランチ比は大きい。

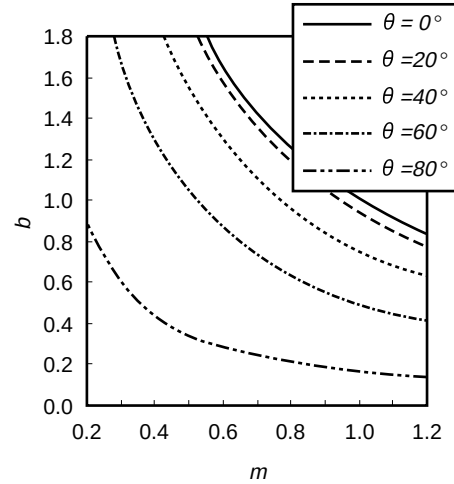


Fig. 18 Aspect ratio “ m ” vs. branch ratio “ b ”.

3. 考察

解析より得られた結果を整理すると次のようになる。即ち、一般にエキゾーストマニホールドの剛性を大きくするためには、 m を小さく (Fig. 4 および Fig. 5)、 θ を小さく (Fig. 6 および Fig. 7)、 b を大きく (Fig. 8 および Fig. 9)、そして c を大きく (Fig. 12 および Fig. 13) すれば良い。

この様に、剛性を大きくするためには y は小さい方が良く、一方、 U は大きい方が望ましい。但し、 L は m および c に対して、それぞれ相反する効果となる。また、剛性に及ぼす θ の影響は、 m および b それぞれに対し逆の効果がある。ここで例えばエンジンの寸法から U が決まっている場合には、 L を小さくすれば一般に y も同様に小さくなる。従ってこの時 c はあまり大きく変化しないものの、 L が小さくなった事により m は減少する。また、 b は (y が小さくなった事により U が一定であっても) 大きくなる。

同様に、エキゾーストマニホールドの変形を小さくするためには、 θ および m のどちらも大きくすれば良い (Fig. 14 - Fig. 17)。

エキゾーストマニホールドを設計する時には、エンジンおよびエンジンルーム側からの種々の制約が有るなかで、これらの変数の間の最良の妥協点を見出す事によって、それぞれが最も良くバランスするような、寸法形状とする事が求められる。

次に、 θ , m , b そして c をそれぞれ独立に変える事が出来るものと仮定して、無次元剛性に及ぼすそれぞれの影響割合を求める。こうする事により、 θ , m , b そして c がそれぞれ変化した時の無次元剛性の変化率を求める事が出来、従ってエキゾーストマニホールドの各部寸法を変えた場合に無次元剛性に及ぼす上記 θ , m , b そして c それぞれの影響割合を、更に定量的に明確にする事が出来る。

無次元剛性は、上記四つの独立変数、即ち θ , m , b そして c の関数であるので、

$$Gx_A U^3/EI = f_A(\theta, m, b, c) \quad (35)$$

とすると、式(35)より

$$\begin{aligned} d(Gx_A U^3/EI) &= (\partial f_A / \partial \theta) d\theta \\ &\quad + (\partial f_A / \partial m) dm \\ &\quad + (\partial f_A / \partial b) db \\ &\quad + (\partial f_A / \partial c) dc \end{aligned} \quad (36)$$

ここで、式(21)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial \theta &= \partial [72b^3 / (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)] / \partial \theta \\ &= (72b^3 \sin \theta + 5184b^3 \cos^2 \theta \sin \theta) / \\ &\quad (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)^2 \\ &= T_{A\theta} \end{aligned} \quad (37)$$

式(19)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial m &= \partial [72 / \{m [(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\}] / \partial m \\ &= -72 \cos^3 \theta (\cos^2 \theta + 72m^2) / \\ &\quad (m \cos^2 \theta + 24m^3)^2 \\ &= T_{Am} \end{aligned} \quad (38)$$

式(21)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial b &= \partial [72b^3 / (b^2 \cos \theta + 24 \cos^3 \theta)] / \partial b \\ &= (154b^4 + 5425b^2 \cos^2 \theta) / \\ &\quad (b^4 \cos \theta + 576 \cos^5 \theta + 48b^2 \cos^3 \theta) \\ &= T_{Ab} \end{aligned} \quad (39)$$

式(19)より

$$\begin{aligned} \partial f_A / \partial c &= \partial [72 / \{m [(1/\cos \theta) \\ &\quad + (24m^2/\cos^3 \theta)]\}] / \partial c \\ &= (82c^4 + 5424m^2 c^2) / \\ &\quad (mc^4 + 576m^5 + 48m^3 c^2) \\ &= T_{Ac} \end{aligned} \quad (40)$$

従って、式(37)－式(40)を式(36)に代入して、次の式(41)が得られる。

$$\begin{aligned} d(Gx_A U^3/EI) &= T_{A\theta} d\theta + T_{Am} dm \\ &\quad + T_{Ab} db + T_{Ac} dc \end{aligned} \quad (41)$$

同様に、

$$Gx_B U^3/EI = f_B(\theta, m, b, c) \quad (42)$$

とすると、式(42)より

$$\begin{aligned} d(Gx_B U^3/EI) &= (\partial f_B / \partial \theta) d\theta + (\partial f_B / \partial m) dm \\ &\quad + (\partial f_B / \partial b) db + (\partial f_B / \partial c) dc \end{aligned} \quad (43)$$

ここで、式(22)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial \theta &= (180b^5 \sin \theta + 1296b^3 \cos^2 \theta \sin \theta) / \\ &\quad (5b^2 \cos \theta + 12 \cos^3 \theta)^2 \\ &= T_{B\theta} \end{aligned} \quad (44)$$

式(20)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial m &= -36 \cos^3 \theta (5 \cos^2 \theta + 36m^2) / \\ &\quad (5m \cos^2 \theta + 12m^3)^2 \\ &= T_{Bm} \end{aligned} \quad (45)$$

式(22)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial b &= (180b^4 + 1296b^2 \cos^2 \theta) / \\ &\quad (25b^4 \cos \theta + 144 \cos^5 \theta + 120b^2 \cos^3 \theta) \\ &= T_{Bb} \end{aligned} \quad (46)$$

式(20)より

$$\begin{aligned} \partial f_B / \partial c &= (180c^4 + 1296m^2 c^2) / \\ &\quad (25mc^4 + 144m^5 + 120m^3 c^2) \\ &= T_{Bc} \end{aligned} \quad (47)$$

従って、式(44)－式(47)を式(43)に代入して、次の式(48)が得られる。

$$\begin{aligned} d(Gx_B U^3/EI) &= T_{B\theta} d\theta + T_{Bm} dm + T_{Bb} db + T_{Bc} dc \end{aligned} \quad (48)$$

同様の考え方により、変位割合に及ぼす θ および m の影響を求める。

$$\Delta Z_A' / dx_A = g_A(\theta, m) \quad (49)$$

とすると、式(49)より

$$\begin{aligned} d(\Delta Z_A' / dx_A) &= (\partial g_A / \partial \theta) d\theta \\ &\quad + (\partial g_A / \partial m) dm \end{aligned} \quad (50)$$

ここで、式(31)より

$$\partial g_A / \partial \theta = S_{A\theta} = -\sin \theta / 12m \quad (51)$$

$$\partial g_A / \partial m = S_{Am} = -\cos \theta / 12m^2 \quad (52)$$

従って、式(51)、式(52)を式(50)に代入して、次の式(53)が得られる。

$$d(\Delta Z'_A / dx_A) = (-\sin \theta / 12m) d\theta - (\cos \theta / 12m^2) dm \quad (53)$$

同様に、

$$\Delta Z'_B / dx_B = g_B(\theta, m) \quad (54)$$

とすると、式(54)より

$$d(\Delta Z'_B / dx_B) = (\partial g_B / \partial \theta) d\theta + (\partial g_B / \partial m) dm \quad (55)$$

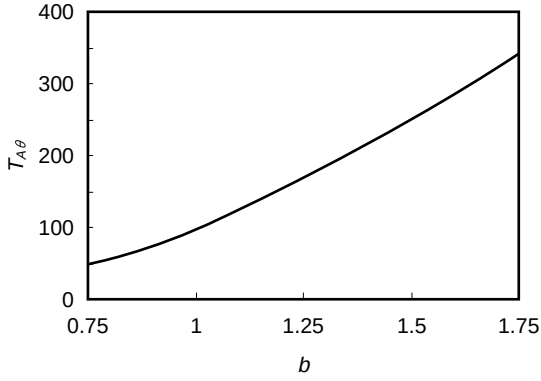


Fig. 19 “b” vs. “ $T_{A\theta}$ ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(37).

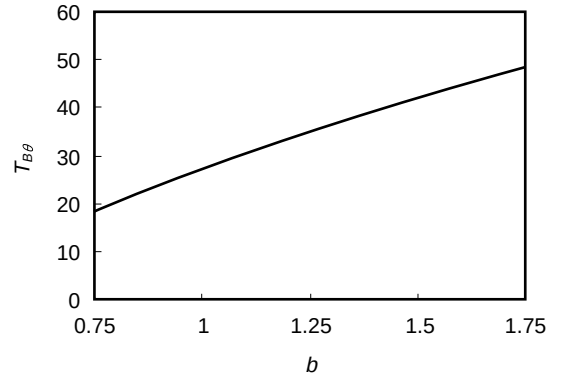


Fig. 22 “b” vs. “ $T_{B\theta}$ ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(44).

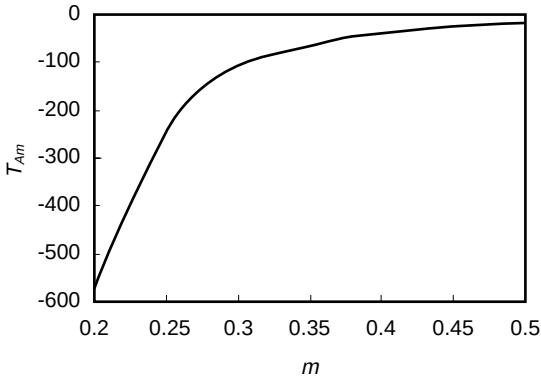


Fig. 20 “m” vs. “ T_{Am} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(38).

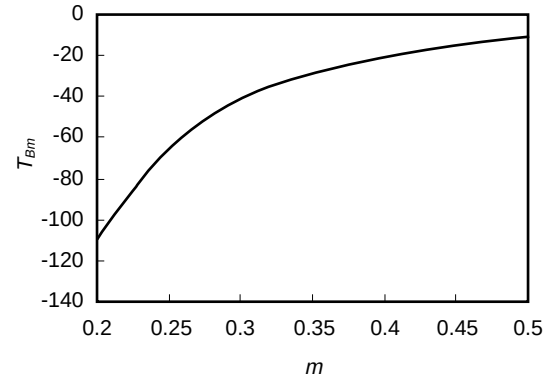


Fig. 23 “m” vs. “ T_{Bm} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(45).

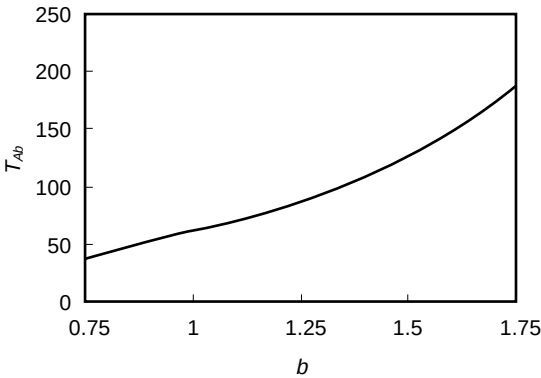


Fig. 21 “b” vs. “ T_{Ab} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(39).

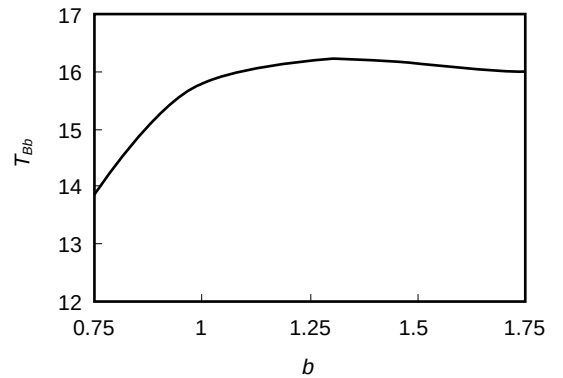


Fig. 24 “b” vs. “ T_{Bb} ” in the case of $\theta=60\text{deg.}$ (constant) derived from Eq.(46).

ここで式(32)より

$$\partial g_B / \partial \theta = S_{B\theta} = -\sin \theta / 4m \quad (56)$$

$$\partial g_B / \partial m = S_{Bm} = -\cos \theta / 4m^2 \quad (57)$$

従って、式(56)、式(57)を式(55)に代入して、次の式(58)が得られる。

$$d(\Delta Z'_B / dx_B) = (-\sin \theta / 4m) d\theta - (\cos \theta / 4m^2) dm \quad (58)$$

以上の結果から、 θ 、 m 、 b そして c がそれぞれ独立に変化した時の各剛性の変化率 $T_{A\theta}$ 、 T_{Am} 、 T_{Ab} 、 T_{Ac} 、 $T_{B\theta}$ 、 T_{Bm} 、 T_{Bb} そして T_{Bc} を、式(37)－式(40)および式(44)－式(47)より求める事が出来る。ここでは例えば $\theta = 60^\circ$ (一定)の時の結果を Fig. 19 – Fig. 24 に示す。このような方法により、 θ 、 m 、 b そして c がそれぞれ独立に変化した時の各剛性の変化率に及ぼす影響を定量的に明らかにする事が出来る。

これらの図から、例えば同一条件では $T_{A\theta} > T_{B\theta}$ 、 $|T_{Am}| > |T_{Bm}|$ 、 $T_{Ab} > T_{Bb}$ であり、No.2 ポートと No.3 ポートの変化率の方が No.1 ポートと No.4 ポートのそれよりも大きい事が分かる。また、No.2ポートとNo.3ポートおよびNo.1ポートとNo.4ポート共に、 m が大きい方が T_{Am} および T_{Bm} の絶対値は小さい。同様に、 b が小さい方が T_{Ab} および T_{Bb} は小さい。更に、 θ が小さい方が T_{Am} および T_{Bm} の絶対値は小さく、また同様に T_{Ab} 、 T_{Bb} 、 $T_{A\theta}$ および $T_{B\theta}$ は小さい事が分かる。

次に、 θ および m が変化した時の各気筒の変位割合の変化率 $S_{A\theta}$ 、 S_{Am} 、 $S_{B\theta}$ および S_{Bm} を、No.2 ポートと No.3 ポートに対しては式(51)および式(52)より、そして No.1 ポートと No.4 ポートに対しては式(56)および式(57)より求める。それらの結果をそれぞれ Fig. 25, Fig. 26 に示す。

これらの図から、 m が小さい程 $S_{A\theta}$ 、 S_{Am} 、 $S_{B\theta}$ そして S_{Bm}

の絶対値は大きく、従って m が小さい時には m の変化に対するそれぞれの変化率が大きい事が分かる。更に、 $S_{A\theta}$ および $S_{B\theta}$ の絶対値は、 θ の増加に伴って大きくなるが、 S_{Am} および S_{Bm} の絶対値は θ の増加に伴って反対に小さくなり、従って θ の変化に対するそれぞれの変化率が小さい事が明らかとなる。

ここで、以上で求めた関係を利用して、一例として直列4気筒エンジン用のエキゾーストマニホールドの代表的な寸法を用いて、 θ 、 m 、 b そして c の変化が、剛性の変化率および変位割合の変化率に及ぼす影響を定量的に算出する事を試みる。

使用する数値は以下とする。

$$\begin{aligned} \theta &= 60^\circ \\ m &= 0.35 \\ b &= 1.25 \\ c &= 0.5 \end{aligned}$$

以上の数値を式(37)－式(40)に代入して、No.2ポートと No.3 ポートに対して

$$\begin{aligned} T_{A\theta} &= 166.7 \\ T_{Am} &= -65.5 \\ T_{Ab} &= 87.3 \\ T_{Ac} &= 48.1 \end{aligned}$$

同様に、式(44)－式(47)に代入して、No.1ポートとNo.4ポートに対して

$$\begin{aligned} T_{B\theta} &= 35.0 \\ T_{Bm} &= -28.1 \\ T_{Bb} &= 16.2 \\ T_{Bc} &= 19.7 \end{aligned}$$

これから、No.2 ポートと No.3 ポートおよび No.1 ポートとNo.4 ポート共に、それぞれの変数が同程度変化した場

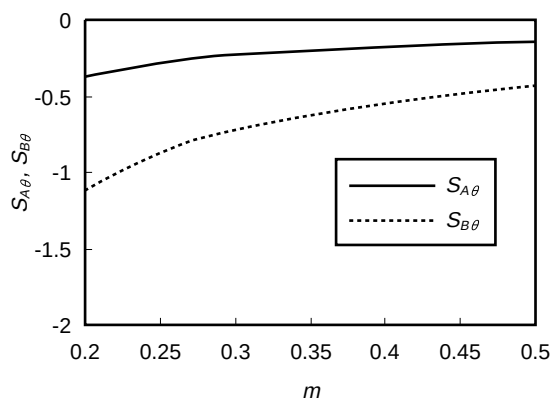


Fig. 25 “ m ” vs. “ $S_{A\theta}$ ” and “ $S_{B\theta}$ ” in the case of $\theta=60^\circ$ (constant) derived from Eq.(51) and Eq.(56).

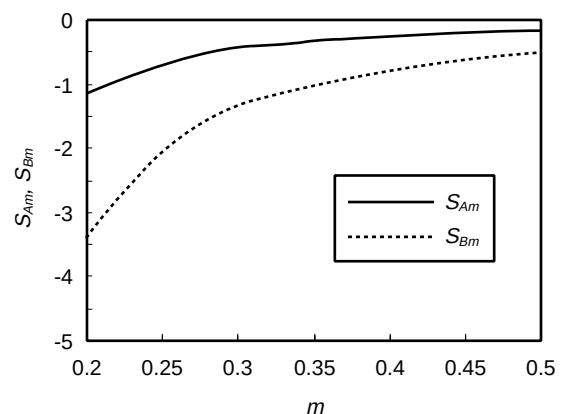


Fig. 26 “ m ” vs. “ S_{Am} ” and “ S_{Bm} ” in the case of $\theta=60^\circ$ (constant) derived from Eq.(52) and Eq.(57).

合に、剛性の変化率に最も大きな影響が有るものは θ である。特に、No.2ポートとNo.3ポートに対してその傾向が顕著である。次に影響の大きいものはNo.1ポートとNo.4ポートでは m であるものの、これはNo.2ポートとNo.3ポートおよびNo.1ポートとNo.4ポート共に b および c の影響とあまり大きな差は無い。

更に、反り量に関しては、式(51)および式(52)より、No.2ポートとNo.3ポートに対しては

$$S_{A\theta} = -(\sin 60^\circ \vartheta / (12 \times 0.35)) = -0.21$$

(θ に関して)

$$S_{Am} = -(\cos 60^\circ \vartheta / (12 \times 0.35^2)) = -0.34$$

(m に関して)

同様に、式(56)および式(57)よりNo.1ポートとNo.4ポートに対しては

$$S_{B\theta} = -(\sin 60^\circ \vartheta / (4 \times 0.35)) = -0.62$$

(θ に関して)

$$S_{Bm} = -(\cos 60^\circ \vartheta / (4 \times 0.35^2)) = -1.02$$

(m に関して)

となり、変位割合の変化率に関してはNo.2ポートとNo.3ポート、およびNo.1ポートとNo.4ポート共に m の変化率の影響が大きい。また、その影響の大きさを表す絶対値は、 m および θ の両方に関してNo.1ポートとNo.4ポートの方がNo.2ポートとNo.3ポートよりも3倍大きい。

以上のような方法により、 θ 、 m 、 b そして c をそれぞれ独立に変化させた時の、エキゾーストマニホールドの剛性と変位割合の変化率に対するそれぞれの影響を定量的に求める事が出来る。即ち、エキゾーストマニホールドを設計する際に、各部寸法形状に対する剛性および変位割合の値と共に、更に各部寸法を変化させた時に、それに伴って剛性および変位割合の変化率が定量的にどのように変わるかをあらかじめ知る事が可能となる。従って、ここで述べた考え方や方法は、新しくエキゾーストマニホールドを設計する際に、その各部概略寸法を定めるための一つの有効な指針として利用出来るものである。

4. 結論

直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドの剛性、およびそのポート部に荷重とモーメントが作用した時に生じる変位割合を机上で求める方法について考察した。更に、各部の寸法形状が変化した時に、それらが剛性および変位割合の変化率に及ぼす影響も併せて求めた。ここで述べた方法はエキゾーストマニホールドを、はりを組み合わせた構造物と考える事により、剛性および変位割合に及ぼす集合部ずれ角度の影響、ブランチ比の影響、オフセット比の影

響、およびアスペクト比の影響等を求めるものである。

その結果、直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールド各部の寸法形状と剛性および変位割合の関係、そして更に、剛性と変位割合の変化率に及ぼす寸法形状の影響度を定量的に明らかにする事が出来た。この方法は、直列4気筒エンジン用エキゾーストマニホールドを新しく設計する場合に利用出来る、各部概略寸法を決定するための簡便で有効な方法である。

尚、本解析ではエキゾーストマニホールド取り付け用フランジの影響は考慮していないが、より詳細な解析のためにはこれらも含めた取り扱いが必要であろう。

謝 辞

本研究を行なうにあたり、有益な議論や示唆を頂いた社内外の各氏に御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 中田 真, 石井 和夫, 榎本 勝, 高橋 伸一, 小西 泰則: 拘束率によるエキゾーストマニホールドの熱疲労寿命評価, 自動車技術会 2000 年春季大会 学術講演会前刷集, No.20005229 (2000)
- (2) Ishii, K., Nakada, M., Takahashi, S., Enomoto, M., Konishi, Y.: Evaluation of Thermal Fatigue Life on the Exhaust Manifold by Analyzing Restraint Ratio, FISITA World Automotive Congress 2000 (Seoul), No.F2000G295 (2000)
- (3) 伊藤 賢児, 大塚 公輝, 秋山 耕一, 矢野 満, 土居 滋: エキゾースト・マニホールドの熱変形, 自動車技術会 論文集, Vol. 24, No.4, p.87-92 (1993)

■著 者■



榎 本 勝